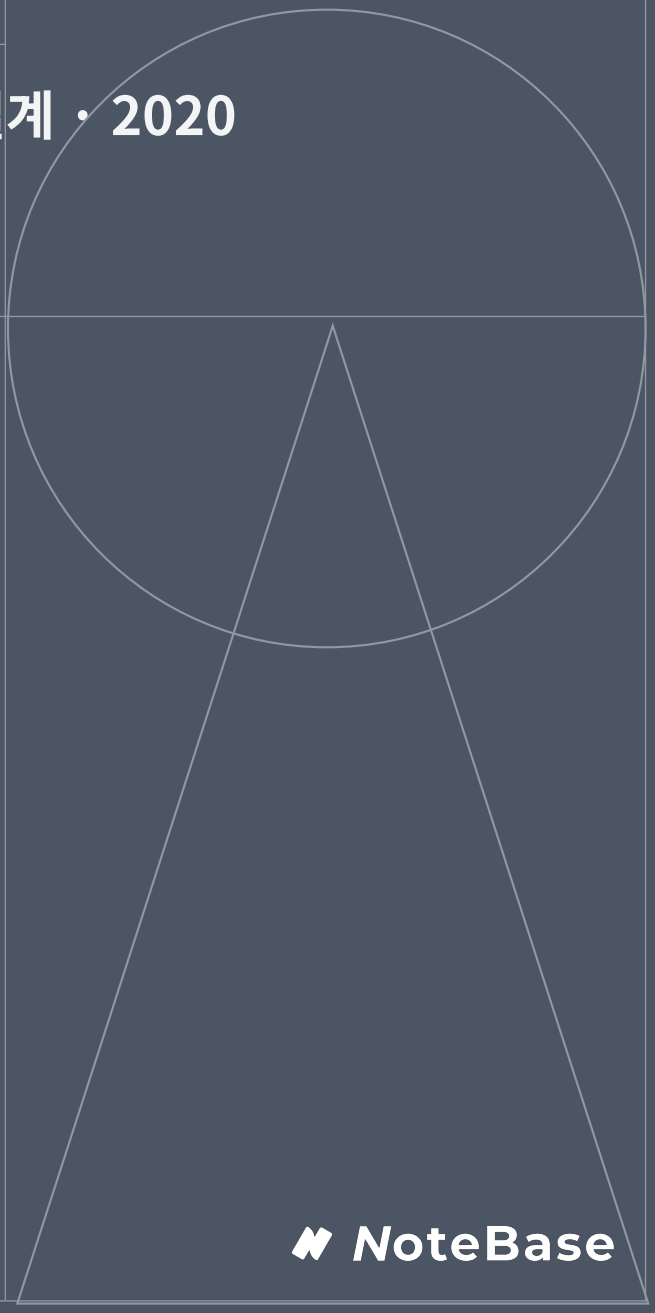
기출OX 해설집

공무원/국가직/7급 · 기계설계 · 2020



NoteBase

기출OX 해설집

공무원/국가직/7급 · 기계설계 · 2020

공무원/국가직/7급 · 기계설계 · 2020

문 1. 웜(worm)과 웜휠(worm wheel)에 대한 설명으로 옳지 않은 것은?

① 작은 공간에서 큰 감속비를 얻을 수 있다.

② 웜에 축방향 하중이 생기고 미끄럼 마찰에 의한 동력손실이 크다.

③ 주로 웜이 구동기어가 되고 웜휠은 피동기어가 되어 감속된다.

④ 웜휠의 이는 웜의 이보다 미끄럼 마찰력이 작용하는 시간이 길다.

정답 4번

출제 포인트

이 문제는 웜과 웜휠의 구동 관계, 감속 특성, 미끄럼 접촉의 시간 차이를 구별하는 문제이다.

핵심 개념

웜은 나사 모양의 구동기어로 작은 공간에서 큰 감속비를 얻는 요소이다. 웜휠은 웜과 맞물려 동력을 전달받는 종동기어이다. 웜기어는 구름접촉보다 미끄럼접촉의 비중이 커서 효율은 낮지만 큰 감속과 자기잠김 특성을 얻기 쉽다. 웜은 감속비만큼 웜휠보다 여러 배 빠르게 회전하므로 그 나사산이 항상 물림 구간에 머물며 연속적으로 미끄럼 접촉을 하고, 웜휠의 이는 한 바퀴 도는 동안 순서대로 잠깐씩 물렸다 빠지는 단속적(간헐적) 접촉을 한다.

선지별 해설

1번: O. 웜기어는 직교하는 두 축 사이에서 한 단계로 큰 감속비를 얻을 수 있으므로 작은 설치 공간에서 큰 감속 효과를 낼 수 있다.
2번: O. 웜에는 나선 물림 때문에 축방향 추력이 생기며(그 반력은 웜휠 축에도 나타난다), 웜과 웜휠은 미끄럼 접촉이 커서 마찰손실과 발열이 비교적 크게 나타난다.
3번: O. 일반적인 웜기어 장치는 웜이 구동기어, 웜휠이 피동기어가 되어 회전수를 줄이는 감속장치로 쓰인다.
4번: X. "웜휠의 이는 웜의 이보다 미끄럼 마찰력이 작용하는 시간이 길다"가 틀린 부분이다. 웜은 감속비만큼 웜휠보다 여러 배 빠르게 회전하므로 그 나사산이 물림 구간에 계속 머물며 연속적으로 미끄럼 접촉을 한다. 반면 웜휠의 이는 순서대로 잠깐씩만 물렸다 빠지는 단속적 접촉을 한다. 따라서 미끄럼 마찰력이 작용하는 시간은 웜휠이 아니라 웜 쪽이 더 길며, 선지는 두 요소를 반대로 서술하였다. 다만 재료 측면에서는 무른 청동으로 만든 웜휠이 마모를 감수하는 소모품으로 설계되는 경우가 많으므로, '접촉 시간'과 '마모 부담'은 구분해서 이해한다.

NoteBase

오답 포인트

웜기어가 미끄럼 접촉을 한다는 사실만 기억하면 어느 요소가 더 오래 접촉하는지를 놓치기 쉽다. 4번은 연속적으로 접촉하는 웜과 단속적으로 접촉하는 웜휠을 서로 반대로 바꿔 넣은 선지이다.

다시 나오면 이렇게 판단

웜기어 선지는 먼저 웜이 구동기어인지, 큰 감속비를 만드는지, 미끄럼 접촉 때문에 효율이 낮은지를 확인한다. 그다음 미끄럼 마찰력이 작용하는 시간이 더 긴 쪽은 연속적으로 접촉하는 웜이라는 기준으로 판단한다.

암기 포인트

웜은 구동과 큰 감속비, 웜휠은 종동, 미끄럼 접촉이 작용하는 시간은 연속 접촉하는 웜이 더 길다.

NoteBase

문 2. 나사에 대한 설명으로 옳지 않은 것은?

① 8산 2줄 유니파이 보통 나사의 리드는 16 mm이다.

② 피치가 2 mm인 2줄 나사의 리드는 4 mm이다.

③ M12×1.5 수나사는 바깥지름이 12 mm이고 피치는 1.5 mm이다.

④ TW 38 사다리꼴 나사의 나사산각은 29°이고 호칭지름은 38 mm이다.

정답 1번

출제 포인트

이 문제는 나사의 리드와 피치의 관계, 미터 나사의 표시법, 사다리꼴 나사의 기본 표기를 구분하는 문제이다.

핵심 개념

피치는 인접한 나사산 사이의 축방향 거리이고, 리드는 나사가 한 바퀴 회전할 때 축방향으로 전진하는 거리이다.
다줄나사에서는 리드 = 피치 × 줄수이다.
M12×1.5는 호칭지름이 $12mm$이고 피치가 $1.5mm$인 미터 나사 표시이다.
TW 38은 나사산각이 29°인 사다리꼴 나사이고, 38은 호칭지름 $38mm$를 뜻한다.

선지별 해설

1번: X. 8산은 1인치에 나사산이 8개라는 뜻이므로 피치는 $25.4/8 = 3.175mm$이다. 2줄 나사의 리드는 피치의 2배이므로 $6.35mm$이다. 틀린 표현은 "리드는 $16mm$이다"이다. 올바르게는 "리드는 약 $6.35mm$이다"이다.
2번: O. 피치가 $2mm$인 2줄 나사는 리드가 피치의 2배이므로 $4mm$이다.
3번: O. M12×1.5 수나사는 호칭지름이 $12mm$이고 피치가 $1.5mm$인 미터 수나사라는 뜻이므로 설명이 맞다.
4번: O. TW 38 사다리꼴 나사는 나사산각이 29°이고, 38은 호칭지름 $38mm$를 뜻하므로 설명이 맞다.

오답 포인트

8산을 피치 $8mm$처럼 읽거나, 2줄나사에서도 리드와 피치를 같은 값으로 보는 경우에 1번을 놓치기 쉽다.
인치계 산수 표기는 먼저 피치를 구하고 그다음 줄수를 곱해야 한다.

다시 나오면 이렇게 판단

나사 문제는 먼저 표기법이 인치계인지 미터계인지 구분하고, 그다음 피치와 리드를 분리해서 본다. 산수 표기이면 피치를 25.4/산수로 계산하고, 다줄나사이면 마지막에 줄수를 곱해 리드를 판단한다. 미터 나사 표기는 앞수가 호칭지름이고 뒤수가 피치이다.

NoteBase

암기 포인트

피치는 나사산 간격, 리드는 1회전 전진량, 다줄나사는 리드 = 피치 × 줄수, 인치계 피치는 25.4/산수이다.

NoteBase

문 3. 벨트 전동에 대한 설명 중 옳지 않은 것은?

① 평벨트 풀리의 표면 가운데 부분을 높게 하는 이유는 벨트가 풀리에서 벗겨짐을 방지하기 위함이다.

② 일반용 V 벨트 B형의 유효 원주 길이는 벨트의 바깥둘레를 따라 측정한 길이로 나타내며, 호칭 번호는 유효 원주 길이를 인치로 표시한다.

③ 평벨트 전동에서 플래핑(flapping) 현상은 축간거리가 길고 고속으로 회전할 경우 발생하기 쉽다.

④ 평벨트 전동에서 크리핑(creeping)은 벨트의 속도와 풀리의 원주속도의 차이에 의해 발생하며, 긴장측과 이완측 사이의 장력차가 클수록 일어나기 쉽다.

정답 2번

출제 포인트

이 문제는 평벨트와 V벨트에서 자주 나오는 기본 용어인 크라우닝, 유효 원주 길이, 플래핑, 크리핑의 정의와 차이를 묻는 문제이다.

핵심 개념

크라우닝은 평벨트 풀리의 중앙을 약간 높게 만들어 벨트가 중앙으로 자기 정렬되게 하는 형상이다.
유효 원주 길이는 V벨트 단면의 겉면인 바깥둘레가 아니라 단면 안쪽의 기준선을 따라 잰 둘레이다. 이 기준선은 인장 코드가 지나는 중립선인 피치선으로, 벨트 길이 호칭의 기준이 된다는 뜻에서 유효선이라고도 부른다.
따라서 유효 원주 길이는 겉면을 따라 잰 바깥둘레 길이보다 짧으며, 일반용 V벨트의 호칭 번호는 이 유효 원주 길이를 인치 단위로 나타낸 것이다.
플래핑은 벨트의 자유 구간이 흔들리는 현상으로 축간거리가 길고 속도가 높을수록 잘 생긴다.
크리핑은 긴장측과 이완측의 신장 차이 때문에 벨트와 풀리 사이에 미세한 상대운동이 생겨 속도 차가 나는 현상이다.

NoteBase

선지별 해설

① O. 평벨트 풀리에 크라우닝을 주는 목적은 벨트가 중앙으로 모이게 하여 한쪽으로 치우치거나 벗겨지는 것을 막는 데 있다.
② X. 틀린 부분은 "유효 원주 길이는 벨트의 바깥둘레를 따라 측정한 길이"이다. 유효 원주 길이는 벨트 겉면인 바깥둘레가 아니라 단면 안쪽의 기준선인 피치선(중립선)을 따라 잰 길이이며, 이 기준선이 벨트 길이 호칭의 기준이 된다는 뜻에서 유효선이라고도 부른다. 따라서 올바른 서술은 "일반용 V벨트 B형의 유효 원주 길이는 피치선(중립선)을 따라 잰 길이이고, 호칭 번호는 그 유효 원주 길이를 인치로 나타낸다"이다. 호칭 번호를 유효 원주 길이의 인치 값으로 표시한다는 뒷부분 자체는 맞다.
③ O. 플래핑은 벨트의 늘어진 구간이 펄럭이는 현상이며, 자유 구간이 길고 회전 속도가 높을수록 발생하기 쉽다.
④ O. 크리핑은 긴장측과 이완측의 탄성 신장 차이 때문에 생기는 미세한 상대운동이다. 그 결과 벨트 속도와 풀리 원주속도 사이에 차이가 생기며, 장력차가 클수록 크리핑도 커지기 쉽다.

오답 포인트

②는 "호칭 번호는 인치 표시"라는 맞는 설명을 붙여 두고, 앞부분에서 유효 원주 길이를 바깥둘레 길이로 바꿔 놓은 선지이다. 바깥둘레 길이와 유효 원주 길이를 같은 것으로 보면 쉽게 속는다.

다시 나오면 이렇게 판단

벨트 길이를 묻는 선지에서는 먼저 바깥둘레 길이인지, 피치선 기준의 유효 길이인지부터 구분한다. 평벨트의 크라우닝, 플래핑, 크리핑은 각각 자기정렬, 펄럭임, 탄성 신장 차이에 따른 미세 상대운동으로 나누어 판단한다.

암기 포인트

크라우닝은 중앙정렬, 플래핑은 긴 스팬의 펄럭임, 크리핑은 장력차로 생기는 탄성 변형 기반의 미세 상대운동이다.

NoteBase

문 4. 기준치수에 대한 구멍의 공차가 $\phi 50^{+0.025}_{0}$mm, 축의 공차가 $\phi 50^{+0.042}_{+0.026}$mm인 끼워맞춤에서 알 수 있는 항목으로 옳은 것만을 모두 고르면?

ㄱ. 최대 죔새
ㄴ. 아래치수 허용차
ㄷ. 최대 허용치수
ㄹ. 형상공차

① ㄱ, ㄴ
② ㄴ, ㄷ
③ ㄱ, ㄴ, ㄷ
④ ㄱ, ㄴ, ㄷ, ㄹ

정답 3번

출제 포인트

이 문제는 구멍과 축의 위허용차·아래허용차로 한계치수와 최대 죔새를 계산하고, 치수공차만으로 알 수 있는 정보와 형상공차처럼 알 수 없는 정보를 구분하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값:
구멍은 $\phi 50^{+0.025}_{0} mm$, 축은 $\phi 50^{+0.042}_{+0.026} mm$이다.
구해야 할 값:
ㄱ 최대 죔새, ㄴ 아래치수 허용차, ㄷ 최대 허용치수, ㄹ 형상공차 중 주어진 치수공차만으로 알 수 있는 항목을 판단한다.
주의할 조건:
구멍과 축의 최소치수는 기준치수에 아래허용차를 더해 구하고, 최대치수는 기준치수에 위허용차를 더해 구한다.

사용할 공식

구멍 최소치수 = 기준치수 + 아래허용차, 구멍 최대치수 = 기준치수 + 위허용차이다.
축 최소치수 = 기준치수 + 아래허용차, 축 최대치수 = 기준치수 + 위허용차이다.
최대 죔새 = 축 최대치수 - 구멍 최소치수이다.
이 공식을 쓰는 이유:
문제에서 제시한 정보가 끼워맞춤의 치수공차이므로, 여기서 직접 구할 수 있는 값은 각 부품의 한계치수와 그 조합으로 결정되는 죔새이다.

NoteBase

계산 과정

1. 구멍의 최소치수는 50 + 0 = 50.000*mm*, 최대치수는 50 + 0.025 = 50.025*mm*이다.
2. 축의 최소치수는 50 + 0.026 = 50.026*mm*, 최대치수는 50 + 0.042 = 50.042*mm*이다.
3. 최대 죔새는 축 최대치수와 구멍 최소치수의 차이이므로 50.042 − 50.000 = 0.042*mm*이다.
4. 따라서 ㄱ은 알 수 있고, ㄴ의 아래치수 허용차도 구멍 0, 축 +0.026*mm*로 알 수 있으며, ㄷ의 최대 허용치수도 구멍 50.025*mm*, 축 50.042*mm*로 알 수 있다. ㄹ의 형상공차는 별도 기하공차 지시가 없으므로 알 수 없다.

선지별 해설

① X
- ①의 'ㄱ, ㄴ'은 ㄷ을 누락해 틀리다. 최대 허용치수는 주어진 위허용차로 바로 계산되므로 ㄷ도 옳다.
- 올바르게는 'ㄱ, ㄴ, ㄷ'이다.

② X
- ②의 'ㄴ, ㄷ'은 ㄱ을 누락해 틀리다. 최대 죔새는 0.042*mm*로 계산되므로 ㄱ도 옳다.
- 올바르게는 'ㄱ, ㄴ, ㄷ'이다.

③ O
- ③의 'ㄱ, ㄴ, ㄷ'은 모두 옳다. ㄱ의 최대 죔새는 0.042*mm*이고, ㄴ의 아래치수 허용차는 구멍 0, 축 +0.026*mm*이며, ㄷ의 최대 허용치수는 구멍 50.025*mm*, 축 50.042*mm*이다.
- ㄹ은 형상공차를 뜻하므로 주어진 치수공차 정보만으로는 알 수 없다.

④ X
- ④의 'ㄱ, ㄴ, ㄷ, ㄹ'은 ㄹ까지 포함해 틀리다. 형상공차는 진직도, 원통도처럼 별도 지시가 있어야 정해지며, 치수공차만으로는 판단되지 않는다.
- 올바르게는 'ㄱ, ㄴ, ㄷ'이다.

오답 포인트

치수공차와 형상공차를 같은 범주의 정보로 오해하면 ㄹ을 포함시키게 된다. 또 최대 죔새는 축 최대치수와 구멍 최소치수의 조합으로 구해야 하는데, 단순히 공차 숫자만 비교하거나 최대치수끼리 비교하면 오답으로 흐르기 쉽다.

다시 나오면 이렇게 판단

끼워맞춤 문항은 먼저 구멍과 축의 최소치수·최대치수를 각각 계산한 뒤, 틈새나 죔새를 어느 한계치수 조합으로 구하는지 확인하는 방식으로 판단한다. 치수공차 표기만 있으면 한계치수와 틈새·죔새는 알 수 있지만 형상공차는 별도 정보가 없으면 알 수 없다고 정리된다.

NoteBase

암기 포인트

최대 죔새는 '축 최대치수 - 구멍 최소치수'이다. 치수공차는 한계치수를 알려 주지만 형상공차는 따로 지시되어야 한다.

NoteBase

문 5. 벨트 전동에서 유효장력을 T_e, 초기장력을 T_o, $e^{\mu\theta}=3$이라고 할 때, $\frac{T_o}{T_e}$는? (단, 벨트의 속도는 $10m/s$ 이하이고, μ는 마찰계수, θ는 벨트의 접촉각이다)

① 1

② 1.5

③ 2

④ 2.5

정답 1번

출제 포인트

이 문제는 벨트 전동의 장력 관계식 $T_1/T_2=e^{\mu\theta}$, 유효장력 $T_e=T_1-T_2$, 초기장력 $T_0=(T_1+T_2)/2$를 이용해 T_0/T_e를 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값은 $e^{\mu\theta}=3$이다.
구해야 할 값은 T_0/T_e이다.
벨트 속도가 $10m/s$ 이하이므로 원심장력은 무시하고 기본 장력식을 적용한다.

사용할 공식

$\frac{T_1}{T_2}=e^{\mu\theta}=3,\quad T_e=T_1-T_2,\quad T_0=\frac{T_1+T_2}{2}$
이 공식을 쓰는 이유는 유효장력은 운전 중 긴장측 장력과 이완측 장력의 차이고, 초기장력은 두 장력의 평균이기 때문이다.

계산 과정

1. $T_1/T_2=3$이므로 $T_2=x$로 두면 $T_1=3x$이다.
2. 유효장력은 $T_e=T_1-T_2=3x-x=2x$이다.
3. 초기장력은 $T_0=(T_1+T_2)/2=(3x+x)/2=2x$이다.
4. 따라서 $T_0/T_e=2x/2x=1$이다.

NoteBase

선지 판단

① O

- 계산 결과 $T_0/T_e = 1$이므로 옳다.
- 초기장력과 유효장력의 정의를 정확히 적용하면 둘 다 $2x$가 되어 비가 1이 된다.

② X

- 1.5는 T_0/T_e가 아니라 $T_1/T_e = 3x/2x$를 잘못 본 값이므로 틀리다.
- 틀린 표현은 $T_0/T_e = 1.5$이고, 올바르게는 $T_0/T_e = 1$이다.

③ X

- 2는 초기장력 $T_0 = 2x$를 구한 뒤 그것을 곧바로 비의 값으로 착각한 경우에 해당하므로 틀리다.
- 틀린 표현은 $T_0/T_e = 2$이고, 올바르게는 $T_0/T_e = 1$이다.

④ X

- 2.5는 주어진 장력비와 초기장력 평균식을 적용해도 나오지 않는 값이므로 틀리다.
- 틀린 표현은 $T_0/T_e = 2.5$이고, 올바르게는 $T_0/T_e = 1$이다.

오답 포인트

유효장력 T_e를 긴장측 장력 T_1과 혼동하거나, 초기장력 T_0를 평균값이 아니라 하나의 장력값처럼 다루면 오답에 빠진다. 이 문항의 함정은 숫자 3만 보고 바로 계산하고 장력의 정의를 먼저 쓰지 않는 데 있다.

다시 나오면 이렇게 판단

벨트 장력 문제는 먼저 T_1/T_2, $T_e = T_1 - T_2$, $T_0 = (T_1 + T_2)/2$를 적고 $T_2 = x$로 치환해 비를 정리하면 된다. 원심장력 무시 조건이 있으면 기본식만으로 판단된다.

암기 포인트

저속 벨트 전동에서는 $T_1 : T_2 = 3 : 1$이면 $T_e = 2$, $T_0 = 2$가 되어 $T_0/T_e = 1$이 된다고 기억해 둔다.

NoteBase

문 6. 마찰면의 수가 3개이고, 바깥지름과 안지름이 각각 180 mm, 120 mm인 다판 브레이크를 6 kN의 힘으로 밀어붙일 때, 제동토크[$N \cdot m$]는? (단, 마찰계수는 0.3이다)

① 405

② 455

③ 810

④ 910

정답 1번

출제 포인트

이 문제는 다판 브레이크의 제동토크를 구할 때 마찰면 수와 평균마찰반지름을 정확히 적용하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값은 마찰면 수 3개, 축방향 힘 $6kN$, 마찰계수 0.3, 바깥지름 $180mm$, 안지름 $120mm$이다.
구해야 할 값은 제동토크 T이다.
주의할 조건은 문제의 180, 120이 반지름이 아니라 지름이므로 $r_o = 90mm$, $r_i = 60mm$로 바꾼 뒤 평균반지름을 구해야 한다는 점이다.

사용할 공식

$T = n\mu W R_m$
$R_m = \frac{r_o + r_i}{2}$
이 공식을 쓰는 이유는 다판 브레이크의 제동토크가 마찰면 수 n, 축방향 힘 W, 마찰계수 μ, 평균마찰반지름 R_m의 곱으로 결정되기 때문이다.

계산 과정

1. 바깥지름과 안지름을 반지름으로 바꾸면 $r_o = 180/2 = 90mm = 0.09m$,
$r_i = 120/2 = 60mm = 0.06m$이다.
2. 평균마찰반지름은 $R_m = \frac{0.09 + 0.06}{2} = 0.075m$이다.
3. 제동토크는 $T = 3 \times 0.3 \times 6000 \times 0.075 = 405N \cdot m$이다.

NoteBase

선지별 해설

① O: 계산 결과가 $405N \cdot m$이므로 옳다.
② X: 틀린 표현은 제동토크를 $455N \cdot m$로 본 부분이다. 올바르게는 제동토크는 $405N \cdot m$이다. 이 값은 대입 후 곱셈을 잘못 처리하면 나오는 오답이다.
③ X: 틀린 표현은 제동토크를 $810N \cdot m$로 본 부분이다. 올바르게는 제동토크는 $405N \cdot m$이다. 이 값은 180 mm, 120 mm를 지름이 아닌 반지름처럼 그대로 써서 평균반지름을 두 배로 잡을 때 나온다.
④ X: 틀린 표현은 제동토크를 $910N \cdot m$로 본 부분이다. 올바르게는 제동토크는 $405N \cdot m$이다. 주어진 조건에서 $n = 3$, $\mu = 0.3$, $W = 6000N$, $R_m = 0.075m$를 정확히 넣으면 910은 계산되지 않는다.

오답 포인트

가장 큰 함정은 바깥지름과 안지름을 반지름으로 착각하는 점이다. 이 착오가 생기면 평균반지름이 $0.075m$가 아니라 $0.15m$가 되어 ③의 $810N \cdot m$ 오답으로 바로 이어진다.

다시 나오면 이렇게 판단

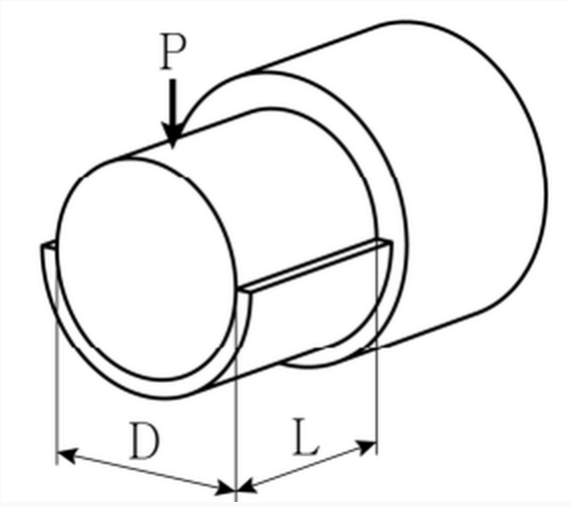
브레이크 계산 문제는 지름과 반지름을 먼저 구분하고, 마찰면 수를 확인한 뒤, $T = n\mu WR_m$에 순서대로 대입해 단위를 함께 검산하면 된다.

암기 포인트

다판 브레이크는 $T = n\mu WR_m$이고, 지름이 주어지면 먼저 반지름으로 바꾼다.

NoteBase

문 7. 그림과 같이 지름(D) 50 mm인 레이디얼 저널 베어링의 엔드 저널에 반경방향 하중(P) 15 kN이 작용할 때, 안전계수를 고려한 미끄럼 베어링의 폭 L[mm]은? (단, 베어링 부분의 압력 분포는 일정하고 평균압력은 10 MPa, 안전계수는 2이다)



① $\frac{48}{\pi}$

② $\frac{60}{\pi}$

③ 30

④ 60

정답 4번

출제 포인트

이 문제는 저널 베어링의 평균압력 식 $p = W/(DL)$에 안전계수를 반영해 베어링 폭 L을 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값: 지름 $D = 50mm$, 반경방향 하중 $P = 15kN$, 평균압력 $p = 10MPa = 10N/mm^2$, 안전계수 $n = 2$이다.
구해야 할 값: 미끄럼 베어링의 폭 L이다.
주의할 조건: 평균압력은 원통의 곡면적이 아니라 투영면적 DL 기준으로 계산하며, 안전계수 2를 반드시 반영한다.

사용할 공식

사용 공식은 $p = W/(DL)$이다.
저널 베어링의 평균압력은 투영면적 DL에 대한 압력이므로 $W = pDL$로 계산한다. 안전계수 2를 고려하면 설계하중은 $W = nP = 2P$가 된다.

NoteBase

계산 과정

1. 안전계수를 반영한 설계하중은 $W = 2 \times 15kN = 30kN = 30000N$이다.
2. 평균압력 $10MPa$는 $10N/mm^2$이므로 $W = pDL$에 대입하면 $30000 = 10 \times 50 \times L$이다.
3. 따라서 $L = 30000/(10 \times 50) = 60mm$이다.

선지별 해설

① X
- $48/\pi$는 이 문항의 압력식 $p = W/(DL)$로는 나오지 않는 값이다. 문제 조건을 그대로 대입하면 폭은 $L = 60mm$가 되어야 한다.
- 틀린 값 → 올바르게는 $60mm$이다.

② X
- $60/\pi$는 베어링 면적을 투영면적 DL이 아니라 둘레가 들어간 곡면적으로 착각할 때 나오는 형태이다. 평균압력 문제에서는 π가 들어가지 않는다.
- 틀린 값 → 올바르게는 $60mm$이다.

③ X
- $30mm$는 안전계수 2를 빼고 $L = 15000/(10 \times 50)$로 계산한 값이다. 문제에서 안전계수를 고려하라고 했으므로 설계하중을 $30000N$으로 잡아야 한다.
- 틀린 값 → 올바르게는 $60mm$이다.

④ O
- 안전계수 2를 반영한 설계하중 $30000N$을 평균압력 식 $W = pDL$에 대입하면 $L = 60mm$가 된다. 따라서 ④가 옳다.

오답 포인트

이 문항의 핵심 함정은 두 가지이다. 첫째, 평균압력을 실제 곡면적에 대한 압력으로 착각해 π를 넣는 실수이다. 둘째, 안전계수 2를 반영하지 않아 $30mm$를 고르는 실수이다.

다시 나오면 이렇게 판단

저널 베어링 폭 계산은 먼저 평균압력의 기준면적이 투영면적 DL인지 확인하고, 다음으로 안전계수를 하중 또는 허용압력에 반영한 뒤 계산하면 된다.

암기 포인트

저널 베어링 평균압력은 곡면적이 아니라 투영면적 DL 기준이며, 안전계수는 하중을 키우거나 허용압력을 낮추는 방식으로 같은 결과가 나온다.

NoteBase

문 8. 리벳이음에서 1줄 겹치기 이음과 양쪽 덮개판 2줄 맞대기 이음의 효율에 대한 설명으로 옳은 것은?

① 판의 효율은 1줄 겹치기 이음보다 양쪽 덮개판 2줄 맞대기 이음이 크다.

② 1줄 겹치기 이음과 양쪽 덮개판 2줄 맞대기 이음 모두 리벳의 피치가 커질수록 리벳 효율은 증가한다.

③ 리벳의 피치를 크게 하면 판의 효율은 증가한다.

④ 리벳의 피치가 다른 양쪽 덮개판 2줄 맞대기 이음에서 피치가 커질수록 조합 효율은 감소한다.

정답 3번

출제 포인트

이 문제는 리벳 이음에서 판 효율과 리벳 효율이 피치 변화에 따라 어떻게 달라지는지를 묻는 문제이다.

핵심 개념

판 효율은 구멍 때문에 약해진 판의 인장저항이 원래 판 강도에 대해 어느 정도인지를 나타내는 값이다. 약한 단면 기준으로 보면 기본적으로 $\eta_p = (p - d)/p$ 꼴이므로 피치 p가 커지면 증가한다.
리벳 효율은 리벳의 전단 또는 압궤 강도가 판 강도에 비해 어느 정도인지를 나타내는 값이다. 리벳 수가 같으면 분모가 되는 기준 판 강도는 피치와 함께 커지므로 피치가 커질수록 작아지는 쪽으로 본다.
조합 효율은 판 효율, 리벳 효율, 압궤 효율 중 가장 작은 값으로 결정된다.

선지별 해설

① X: '양쪽 덮개판 2줄 맞대기 이음이 크다'는 단정이 틀리다. 판 효율은 이음 형식 이름만으로 결정되지 않고 피치 p, 구멍지름 d, 약한 단면을 지나는 구멍 수로 정해진다. 2줄 맞대기 이음은 약한 단면에서 구멍 수가 늘 수 있으므로 판 효율이 자동으로 더 커지지 않는다. 올바르게는 판 효율은 이음 형식보다 약한 단면의 순단면 비율로 비교한다.
② X: '피치가 커질수록 리벳 효율은 증가한다'는 부분이 틀리다. 리벳 수가 같으면 리벳의 전단·압궤 저항은 거의 그대로인데 기준이 되는 판 강도는 p에 비례해 커지므로 리벳 효율은 감소하는 쪽으로 본다. 올바르게는 피치가 커질수록 증가하는 것은 판 효율이다.
③ O: 판 효율은 약한 단면의 순폭 비율이므로 기본식이 $\eta_p = (p - d)/p$ 꼴이다. 따라서 구멍지름 d가 같을 때 피치 p를 크게 하면 $(p - d)/p$가 커져 판의 효율이 증가한다.
④ X: '피치가 커질수록 조합 효율은 감소한다'는 일반화가 틀리다. 조합 효율은 판 효율만이 아니라 리벳 효율과 압궤 효율까지 함께 비교한 최소값이므로 피치 변화에 따라 무조건 감소한다고 할 수 없다. 올바르게는 피치를 키우면 판 효율은 증가하지만 조합 효율은 세 효율의 균형에 따라 결정된다.

오답 포인트

이 문항은 '효율'이라는 같은 말 때문에 판 효율과 리벳 효율을 같은 방향으로 착각하기 쉽다. 피치가 커질 때 판의 순단면 비율은 좋아지지만, 리벳 저항을 기준으로 한 효율은 오히려 불리해진다는 점이 함정이다.

NoteBase

다시 나오면 이렇게 판단

피치가 커질 때 분자와 분모 중 무엇이 변하는지를 먼저 본다. 순단면 비율이면 판 효율 증가로 판단하고, 리벳 저항을 같은 수의 리벳으로 나눈 비율이면 리벳 효율 감소로 판단한다. 최종 이음 효율은 항상 가장 작은 효율값으로 결정된다.

암기 포인트

피치 증가 → 판 효율 증가, 리벳 효율 감소, 조합 효율은 최소값 지배이다.

NoteBase

문 9. 동력 전달 장치 내의 원형 중실축이 비틀림 모멘트 $40N \cdot m$와 굽힘 모멘트 $30N \cdot m$를 동시에 받고 있을 때, 이 축의 최소 지름$[mm]$은? (단, 축은 연성재질이고 비틀림 모멘트와 굽힘 모멘트에 대한 동적효과계수는 1.5이고 허용전단응력은 $50MPa$이며 π는 3이다)

① 80

② 43

③ 20

④ 15

정답 3번

출제 포인트

이 문제는 연성 원형 중실축에 굽힘모멘트와 비틀림모멘트가 동시에 작용할 때 등가비틀림모멘트를 이용해 최소 지름을 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값은 비틀림모멘트 $T = 40N \cdot m = 40{,}000N \cdot mm$, 굽힘모멘트 $M = 30N \cdot m = 30{,}000N \cdot mm$, 동적효과계수 $K_t = K_b = 1.5$, 허용전단응력 $\tau_{allow} = 50MPa = 50N/mm^2$, $\pi = 3$이다.
구해야 할 값은 최소 지름 d이다.
주의할 조건은 단위를 $N \cdot mm$로 맞추고, 연성축이므로 허용전단응력 기준의 등가비틀림모멘트를 사용한다는 점이다.

사용할 공식

사용 공식은

$T_e = \sqrt{(K_b M)^2 + (K_t T)^2}$

$\tau_{allow} = \frac{16T_e}{\pi d^3}$

이다.
이 공식을 쓰는 이유는 연성 원형 중실축에 굽힘과 비틀림이 함께 작용하면 최대전단응력설계 기준으로 등가비틀림모멘트 T_e를 먼저 구한 뒤 허용전단응력 식에 대입해 지름을 결정하기 때문이다.

NoteBase

계산 과정

1. 동적효과계수를 반영하면 $K_bM = 1.5 \times 30{,}000 = 45{,}000N \cdot mm$,
$K_tT = 1.5 \times 40{,}000 = 60{,}000N \cdot mm$이다.
2. 등가비틀림모멘트는
$T_e = \sqrt{45{,}000^2 + 60{,}000^2} = 75{,}000N \cdot mm$
이다.
3. 허용전단응력 식에 대입하면
$50 = \frac{16 \times 75{,}000}{3d^3}$
이므로
$d^3 = \frac{16 \times 75{,}000}{3 \times 50} = 8{,}000$
이다.
4. 따라서 $d = \sqrt[3]{8{,}000} = 20mm$이다.

선지별 해설

① X: 계산 결과 최소 지름은 $20mm$이므로 80은 지나치게 큰 값이다. 틀린 표현은 '최소 지름이 80 mm이다'이다. 올바르게는 '주어진 조건에서 최소 지름은 $20mm$이다'이다.
② X: 계산 결과와 비교하면 43은 일치하지 않는다. 틀린 표현은 '최소 지름이 43 mm이다'이다. 올바르게는 '등가비틀림모멘트를 적용한 최소 지름은 $20mm$이다'이다.
③ O: 등가비틀림모멘트 $75{,}000N \cdot mm$를 허용전단응력 식에 대입하면 $d = 20mm$가 되므로 맞는 선택지이다.
④ X: 15는 동적효과계수를 누락하거나 지름을 과소평가할 때 나오는 값으로, 허용전단응력 조건을 만족하는 최소 지름이 아니다. 틀린 표현은 '최소 지름이 15 mm이다'이다. 올바르게는 '동적효과계수를 반영한 최소 지름은 $20mm$이다'이다.

오답 포인트

비틀림모멘트와 굽힘모멘트를 각각 동적효과계수로 보정하지 않거나, $N \cdot m$를 $N \cdot mm$로 바꾸지 않으면 오답이 나온다. 특히 ④처럼 작은 값은 동적효과계수 반영을 빼먹은 경우에 가깝다.

다시 나오면 이렇게 판단

축의 강도 계산 문제는 먼저 모멘트 단위를 $N \cdot mm$로 통일하고, 연성축인지와 허용응력 종류를 확인한 뒤, 결합하중이면 등가모멘트를 구해서 마지막에 지름 식에 대입하는 순서로 판단한다.

암기 포인트

연성 원형 중실축의 결합하중은 '등가비틀림모멘트 T_e를 구한 뒤 $\tau = 16T_e/(\pi d^3)$에 넣는다'로 정리된다.

NoteBase

문 10. 축간거리가 5m인 벨트 전동장치의 원동 풀리 지름이 400 mm, 종동 풀리 지름이 800 mm라고 할 때, 평행걸기와 십자걸기의 벨트길이 차이[mm]는?

① 64

② 74

③ 84

④ 94

정답 1번

출제 포인트

이 문제는 평행걸기와 십자걸기의 벨트 길이 공식에서 서로 다른 항만 정리하여 두 길이의 차를 구할 수 있는지를 묻는다.

조건 정리

주어진 값은 축간거리 $C = 5m = 5000mm$, 원동 풀리 지름 $d = 400mm$, 종동 풀리 지름 $D = 800mm$이다.
구해야 할 값은 평행걸기와 십자걸기의 벨트 길이 차이다.
주의할 조건은 축간거리를 반드시 mm로 환산한 뒤 계산해야 한다는 점이다.

사용할 공식

평행걸기의 벨트 길이는 $L_p = 2C + \frac{\pi}{2}(D + d) + \frac{(D-d)^2}{4C}$ 이고, 십자걸기의 벨트 길이는
$L_x = 2C + \frac{\pi}{2}(D + d) + \frac{(D+d)^2}{4C}$ 이다.
따라서 두 길이의 차는 $\Delta L = L_x - L_p = \frac{(D+d)^2 - (D-d)^2}{4C} = \frac{Dd}{C}$ 이다.
이 공식을 쓰는 이유는 문제에서 각 벨트의 전체 길이 자체가 아니라 두 길이의 차만 묻고 있으므로, 공통항 $2C + \frac{\pi}{2}(D + d)$는 소거되고 마지막 항의 차만 남기 때문이다.

계산 과정

1. 축간거리 $5m$를 $5000mm$로 환산한다.
2. 길이 차 공식 $\Delta L = \frac{Dd}{C}$에 값을 대입한다.
3. $\Delta L = \frac{800 \times 400}{5000} = \frac{320000}{5000} = 64mm$ 이므로 십자걸기의 벨트 길이가 평행걸기보다 $64mm$ 더 길다.

NoteBase

선지 판단

1번 O: 계산 결과가 $64mm$이므로 맞는 선지이다.
2번 X: 틀린 표현은 "74"이다. 올바르게는 "64"이다. 공식에 $D = 800mm, d = 400mm, C = 5000mm$를 대입하면 $74mm$가 아니라 $64mm$가 된다.
3번 X: 틀린 표현은 "84"이다. 올바르게는 "64"이다. 두 길이의 차는 $\frac{Dd}{C}$로 정리되므로 $84mm$는 제곱항 정리나 산술 계산을 잘못한 값이다.
4번 X: 틀린 표현은 "94"이다. 올바르게는 "64"이다. 축간거리 단위 환산을 빼먹거나 분모 C를 잘못 처리하면 큰 값으로 흐를 수 있지만, 정확한 계산값은 $64mm$이다.

오답 포인트

평행걸기와 십자걸기의 전체 길이 공식을 각각 끝까지 계산하려다가 공통항 소거를 놓치기 쉽다. 또한 $(D + d)^2$와 $(D - d)^2$의 차를 정리하지 않고 바로 숫자를 넣으면 계산 실수가 나기 쉽다.

다시 나오면 이렇게 판단

벨트 두 방식의 길이 차를 묻는 문제는 먼저 두 공식의 공통항을 지우고, 차이가 나는 보정항만 정리한 뒤,
마지막에 단위를 맞춰 대입하는 순서로 판단한다.

암기 포인트

평행걸기와 십자걸기의 벨트 길이 차는 $\Delta L = \frac{Dd}{C}$이고, 십자걸기가 더 길다.

NoteBase

문 11. 축이음 중 유니버설 조인트에 대한 설명으로 옳지 않은 것은?

① 회전 중에 두 축이 이루는 각이 변하더라도 사용할 수 있어, 공작기계, 자동차의 동력축 등에 사용된다.

② 원동축 각속도에 대한 종동축 각속도비는 회전각도에 따라 주기적으로 변화한다.

③ 원동축과 종동축 사이에 중간축을 설치하여 원동축과 종동축의 각속도를 같게 할 수 있다.

④ 원동축과 종동축의 교차각이 클수록 각속도 변화가 작으므로, 주로 교차각이 30° 이상일 때 사용한다.

정답 4번

출제 포인트

이 문제는 유니버설 조인트의 기능과 각속도 변동 특성을 정확히 구별하는지를 묻는 문제이다.

핵심 개념

유니버설 조인트는 두 축이 일직선이 아니어도 동력을 전달하는 축이음이다.
단일 유니버설 조인트는 교차각이 있으면 종동축의 순간 각속도가 일정하지 않고 주기적으로 변한다.
중간축을 둔 더블 유니버설 조인트는 두 조인트의 각을 같게 하고 위상을 맞추면 입력축과 출력축의 각속도 변동을 상쇄할 수 있다.

선지별 해설

① O
회전 중에도 두 축이 이루는 각이 변하는 상태에서 동력을 전달할 수 있다는 설명이 맞다. 유니버설 조인트는 이런 비정렬 축 연결에 쓰이며 자동차 추진축에 대표적으로 사용된다.

② O
단일 유니버설 조인트에서는 원동축과 종동축의 교차각이 있으면 종동축의 순간 각속도가 회전각에 따라 커졌다 작아졌다 하므로 각속도비가 주기적으로 변한다.

③ O
원동축과 종동축 사이에 중간축을 둔 더블 유니버설 조인트를 쓰고 두 조인트의 교차각을 같게 맞추면 앞 조인트에서 생긴 속도 변동이 뒤 조인트에서 상쇄되어 원동축과 종동축의 각속도를 같게 할 수 있다.

④ X
틀린 부분은 "교차각이 클수록 각속도 변화가 작으므로, 주로 교차각이 30° 이상일 때 사용한다"는 표현이다.
실제로는 교차각이 클수록 단일 유니버설 조인트의 각속도 변동이 더 커진다. 올바르게는 교차각은 가능한 작게 두어야 하며, 큰 교차각 조건일수록 속도 변동과 진동 문제가 커진다.

NoteBase

오답 포인트

유니버설 조인트는 큰 각도에서도 연결된다는 기능만 기억하고, 교차각이 커질수록 속도 변동도 함께 커진다는 점을 놓치기 쉽다. ④는 "큰 각도에 유리하다"는 직관을 이용해 속도 변동 방향을 반대로 뒤집은 함정이다.

다시 나오면 이렇게 판단

유니버설 조인트 문제에서는 먼저 단일 조인트인지, 중간축이 있는 더블 조인트인지를 구분한다. 그다음 교차각이 커질수록 단일 조인트의 속도 불균일이 커진다는 기준으로 선지를 판단하면 된다.

암기 포인트

단일 유니버설 조인트는 각이 크면 속도 변동도 크고, 더블 유니버설 조인트는 같은 각으로 상쇄한다.

NoteBase

문 12. 인벌류트 치형의 스퍼기어에 대한 설명으로 옳지 않은 것은?

① 피치점에서의 미끄럼은 0이고, 피치점에서 멀어질수록 미끄럼은 증가한다.

② 물림률은 물림길이를 법선피치로 나눈 값이고, 압력각이 감소하면 물림률은 감소한다.

③ 압력각이 커지면 언더컷 방지를 위한 피니언의 최소 잇수가 감소한다.

④ 작용선은 접촉점이 이동하는 궤적과 일치하며, 접촉점에서 힘이 전달되는 방향을 나타낸다.

정답 2번

출제 포인트

이 문제는 인벌류트 스퍼기어의 기본 작동 특성인 피치점 미끄럼, 물림률과 압력각의 관계, 언더컷과 최소 잇수, 작용선을 구분하는 문제이다.

핵심 개념

피치점은 두 기어가 순수 구름을 하는 점이어서 미끄럼이 0인 점이다.
물림률은 맞물림이 얼마나 연속적으로 이어지는지를 나타내는 값으로, 일반적으로 압력각이 작을수록 커진다.
언더컷은 잇수가 너무 적을 때 치근부가 깎이는 현상이고, 압력각이 커지면 이를 피하기 위한 최소 잇수는 작아진다.
작용선은 접촉점의 이동 경로이자 접촉력의 전달 방향을 나타내는 공통법선이다.

선지별 해설

① O: 피치점에서는 두 치면의 접선속도가 같아 상대 미끄럼이 0이다. 피치점에서 멀어질수록 상대속도 차가 커지므로 미끄럼은 증가한다.
② X: 틀린 부분은 "압력각이 감소하면 물림률은 감소한다"는 표현이다. 물림률을 물림길이를 피치 간격 계열로 나눈 값으로 보는 취지는 맞지만, 일반적으로 압력각이 작아지면 접촉 구간이 길어져 물림률은 증가한다.
올바르게는 "압력각이 감소하면 물림률은 증가한다"이다.
③ O: 압력각이 커지면 치형이 언더컷에 덜 불리해진다. 따라서 언더컷 방지를 위한 피니언의 최소 잇수는 감소한다.
④ O: 작용선은 접촉점에서의 공통법선 방향이며 접촉점이 이동하는 경로와 일치한다. 따라서 접촉점에서 힘이 전달되는 방향을 나타낸다는 설명이 맞다.

오답 포인트

②는 물림률의 정의 일부를 먼저 제시해 전체 문장을 맞는 말처럼 보이게 만든 선지이다. 실제 함정은 압력각이 감소할 때 물림률 변화 방향을 반대로 뒤집은 데 있다.

NoteBase

다시 나오면 이렇게 판단

인벌류트 기어 선지는 피치점에서는 미끄럼이 0인지, 압력각 변화에 따라 물림률과 언더컷 위험이 어떻게 바뀌는지, 작용선이 공통법선인지의 세 축으로 나누어 판단하면 된다. 특히 증가와 감소를 묻는 방향 문장은 따로 떼어 확인하는 편이 안전하다.

암기 포인트

피치점은 순수구름이라 미끄럼 0, 작용선은 공통법선, 압력각이 작을수록 물림률은 커지고 압력각이 클수록 최소 잇수는 작아진다.

NoteBase

문 13. 모듈 5, 잇수 50개의 표준 스퍼기어의 바깥지름[mm]과 원주피치[mm]는?

① 바깥지름: 250, 원주피치: 5π

② 바깥지름: 250, 원주피치: 7π

③ 바깥지름: 260, 원주피치: 5π

④ 바깥지름: 260, 원주피치: 7π

정답 3번

출제 포인트

이 문제는 표준 스퍼기어의 기본 치수식으로 바깥지름과 원주피치를 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값: 모듈 $m = 5$, 잇수 $z = 50$
구해야 할 값: 바깥지름, 원주피치
주의할 조건: 피치원지름과 바깥지름은 다르며, 원주피치는 잇수와 무관하게 모듈로만 결정된다.

사용할 공식

피치원지름은 $d = mz$이다.
바깥지름은 $d_a = m(z + 2) = d + 2m$이다.
원주피치는 $p = \pi m$이다.
이 공식을 쓰는 이유: 표준 스퍼기어의 기준 치수는 모듈과 잇수로 정해진다. 바깥지름은 피치원지름에 양쪽 이끝높이 m씩이 더해진 값이고, 원주피치는 피치원 위 인접한 두 이의 간격이므로 πm으로 계산된다.

계산 과정

1. 피치원지름은 $d = mz = 5 \times 50 = 250mm$이다.
2. 바깥지름은 $d_a = d + 2m = 250 + 2 \times 5 = 260mm$이다.
3. 원주피치는 $p = \pi m = 5\pi mm$이다.

NoteBase

선지별 해설

① X
- 바깥지름 250mm는 틀리다. 250mm는 바깥지름이 아니라 피치원지름 d이다.
- 원주피치 5πmm는 맞다. 틀린 표현은 '바깥지름 250'이며, 올바르게는 '바깥지름 260mm, 원주피치 5πmm'이다.

② X
- 바깥지름 250mm와 원주피치 7πmm가 모두 틀리다.
- 바깥지름 250mm는 피치원지름을 그대로 적은 값이다. 원주피치 7πmm는 $p = \pi m$ 대신 $p = \pi(m + 2)$처럼 바깥지름 공식을 섞어 쓴 계산 착각에서 나온 값이다.
- 올바르게는 '바깥지름 260mm, 원주피치 5πmm'이다.

③ O
- 바깥지름 260mm, 원주피치 5πmm가 계산 결과와 정확히 일치한다.

④ X
- 바깥지름 260mm는 맞지만 원주피치 7πmm가 틀리다.
- 틀린 표현은 '원주피치 7πmm'이며, 올바르게는 '원주피치 5πmm'이다. 원주피치는 잇수나 바깥지름이 아니라 모듈만으로 정해진다.

오답 포인트

출제자는 $d = mz$로 구한 250mm를 바깥지름으로 착각하는지와, 바깥지름 공식의 +2를 원주피치 식에 잘못 섞는지를 묻고 있다. 피치원지름, 바깥지름, 원주피치는 각각 다른 식으로 계산된다.

다시 나오면 이렇게 판단

기어 치수 문제는 먼저 $d = mz$로 피치원지름을 구하고, 바깥지름은 $d + 2m$으로 따로 계산하며, 원주피치는 별도로 $p = \pi m$을 적용하는 순서로 판단한다.

암기 포인트

표준 스퍼기어 기본식은 $d = mz$, $d_a = m(z + 2)$, $p = \pi m$이다.

NoteBase

문 14. 구름 베어링에 대한 설명으로 옳지 않은 것은?

① 베어링 형식, 치수 및 윤활에 대한 제약으로 사용 속도의 한계를 나타내는 설계 변수를 한계속도지수라 한다.

② 기본 동 정격하중(basic dynamic load rating)은 정지하중 상태에서 외륜을 고정하고 내륜을 회전시켜 10만 회전의 정격수명을 얻을 수 있는 하중이다.

③ 적절하게 선정된 베어링을 정상적으로 사용하였을 때, 피로에 의해서 궤도나 전동체 표면에서 박리현상이 일어나는 것이 수명 판단의 기준이 된다.

④ 기본 정적 부하용량(basic static load capacity)은 가장 큰 하중이 작용하는 접촉부에서 전동체와 궤도륜의 영구 변형량합이 전동체 지름의 1/10,000이 되는 정지하중이다.

정답 2번

출제 포인트

이 문제는 구름 베어링의 기본 동 정격하중, 기본 정적 부하용량, 수명 판단 기준을 정확히 구별하는지를 묻는 문제이다.

핵심 개념

기본 동 정격하중은 구름 베어링이 회전하면서 기본 정격수명 100만 회전을 얻을 수 있게 하는 하중이다.
기본 정적 부하용량은 정지 상태에서 접촉부의 영구 변형량 합이 전동체 지름의 1/10,000이 되는 하중이다.
구름 베어링의 수명은 반복 접촉에 따른 피로로 궤도면이나 전동체 표면에 박리가 생기는 시점을 기준으로 판단한다.

선지별 해설

① O: 한계속도지수는 베어링 형식, 치수, 윤활 조건에 따라 허용 가능한 사용 속도의 한계를 나타내는 값이므로 설명이 맞다.
② X: 틀린 부분은 "10만 회전의 정격수명"이다. 기본 동 정격하중은 외륜을 고정하고 내륜을 회전시키는 조건에서 기본 정격수명 100만 회전을 얻을 수 있는 하중으로 보아야 한다.
③ O: 구름 베어링은 반복 접촉응력에 의한 피로가 누적되면 궤도면이나 전동체 표면에 박리가 생기며, 이 박리 발생이 수명 판단의 기준이 되므로 설명이 맞다.
④ O: 기본 정적 부하용량은 최대 하중이 걸리는 접촉부에서 전동체와 궤도륜의 영구 변형량 합이 전동체 지름의 1/10,000이 되는 정지하중이므로 설명이 맞다.

오답 포인트

동 정격하중의 수명 기준을 10만 회전으로 잘못 외우면 ②를 맞는 설명으로 착각하기 쉽다. 동 정격하중은 회전수명 기준이고, 정적 부하용량은 영구 변형 기준이라는 차이를 분리해서 봐야 한다.

NoteBase

다시 나오면 이렇게 판단

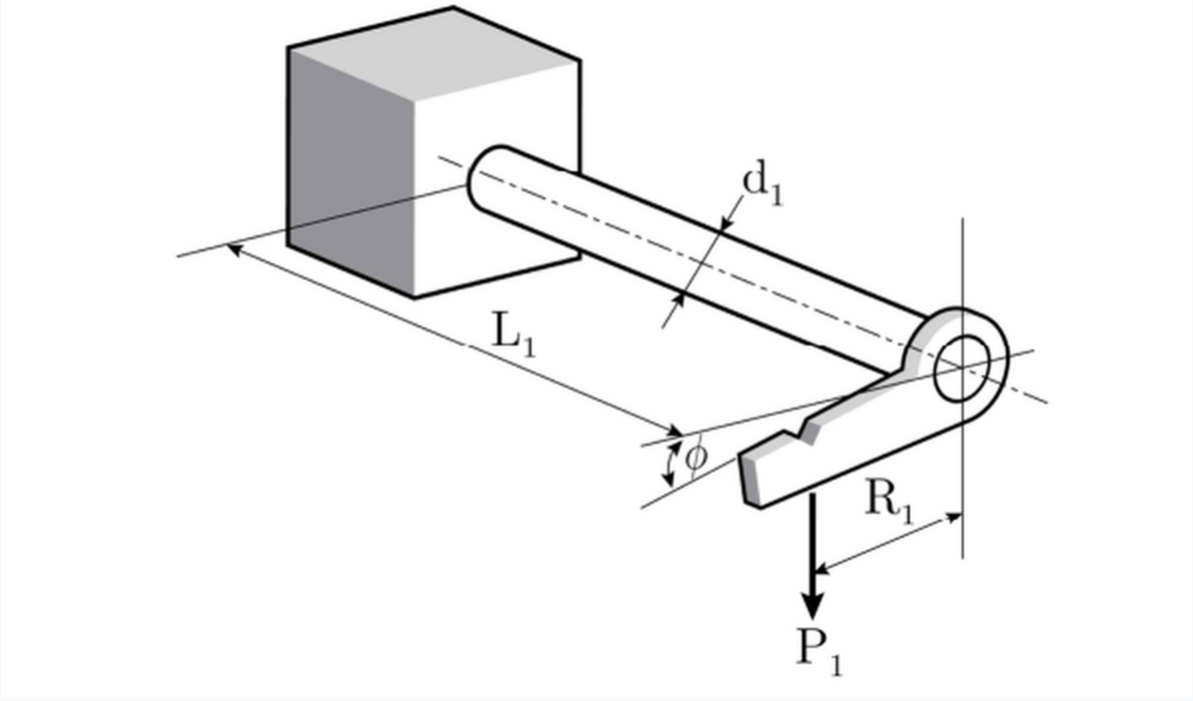
베어링 하중 문제가 나오면 먼저 수명 기준인지 변형 기준인지부터 구분한다. 100만 회전이 나오면 기본 동정격하중, 전동체 지름의 1/10,000 영구 변형이 나오면 기본 정적 부하용량으로 판단할 수 있다.

암기 포인트

동정격하중은 100만 회전 수명, 정적부하용량은 1/10,000 영구변형이다.

NoteBase

문 15. 그림과 같은 원형단면 토션바 스프링에서 봉의 지름 d_1, 토션바의 길이 L_1, 수직하중 P_1, 작용거리 R_1를 다음과 같이 변화시킬 때, 비틀림각(ϕ)이 가장 작은 경우는?



① d_1: $d/2$, L_1: L, P_1: $P/2$, R_1: $R/4$

② d_1: d, L_1: $2L$, P_1: P, R_1: R

③ d_1: d, L_1: $L/4$, P_1: $4P$, R_1: $3R$

④ d_1: $3d/2$, L_1: L, P_1: $4P$, R_1: $2R$

정답 4번

출제 포인트

원형단면 토션바 스프링의 비틀림각이 $\phi \propto \frac{P_1 R_1 L_1}{d_1^4}$에 비례한다는 관계를 이용해 각 선택지의 상대 크기를 비교하는 문제이다.

조건 정리

기준 상태의 비틀림각을 ϕ_0라 두면 $\phi_0 \propto \frac{PRL}{d^4}$이다.
각 선택지는 d_1, L_1, P_1, R_1만 바뀌므로 ϕ/ϕ_0의 배수만 비교하면 된다.

NoteBase

사용할 공식

비틀림각은 $\phi = \frac{TL}{GJ}$이다.
원형축에서는 $T = P_1 R_1$, $J = \frac{\pi d_1^4}{32}$이므로
$\phi \propto \frac{P_1 R_1 L_1}{d_1^4}$
가 된다.
이 공식을 쓰는 이유는 문제에서 하중, 작용거리, 봉 길이, 지름 변화가 비틀림각에 어떤 영향을 주는지 묻고 있기 때문이다.

계산 과정

기준값을 $\phi_0 \propto \frac{PRL}{d^4}$로 둔다.
① $\frac{\phi_1}{\phi_0} = \frac{(P/2)(R/4)L}{(d/2)^4} \div \frac{PRL}{d^4} = 2$
② $\frac{\phi_2}{\phi_0} = \frac{P \cdot R \cdot 2L}{d^4} \div \frac{PRL}{d^4} = 2$
③ $\frac{\phi_3}{\phi_0} = \frac{4P \cdot 3R \cdot (L/4)}{d^4} \div \frac{PRL}{d^4} = 3$
④ $\frac{\phi_4}{\phi_0} = \frac{4P \cdot 2R \cdot L}{(3d/2)^4} \div \frac{PRL}{d^4} = \frac{8}{(3/2)^4} = \frac{128}{81}$
비교하면 $\frac{128}{81} < 2 < 3$이므로 ④가 가장 작다.

선지별 해설

① X: 비틀림각은 기준값의 2배이다. 지름이 $d/2$로 줄면 d^4 항 때문에 비틀림각이 크게 증가한다. 틀린 표현은 '가장 작은 경우'이며, 올바르게는 '기준값의 2배로 증가하는 경우'이다.
② X: 비틀림각은 기준값의 2배이다. 길이가 2배가 되면 비틀림각도 그대로 2배가 된다. 틀린 표현은 '가장 작은 경우'이며, 올바르게는 '기준값의 2배가 되는 경우'이다.
③ X: 비틀림각은 기준값의 3배이다. $4P$와 $3R$의 증가 효과가 $L/4$ 감소보다 커서 가장 크다. 틀린 표현은 '가장 작은 경우'이며, 올바르게는 '기준값의 3배로 가장 크게 증가하는 경우'이다.
④ O: 비틀림각은 $\frac{128}{81}$배로 네 선택지 중 가장 작다. 하중과 작용거리는 커졌지만 지름이 $3d/2$로 증가하면 d^4 효과가 매우 커져 전체 비틀림각을 가장 작게 만든다.

오답 포인트

지름을 선형으로만 보면 ④의 $4P$, $2R$에 끌려 오답을 고르기 쉽다. 이 문제의 함정은 비틀림각이 지름의 1제곱이 아니라 d^4에 반비례한다는 점이다.

다시 나오면 이렇게 판단

토션바 비교 문제는 먼저 $\phi \propto \frac{PLR}{d^4}$ 형태로 정리한 뒤, 각 선택지를 기준값 대비 배수로 바꾸어 비교하면 된다. 특히 지름 변화는 항상 4제곱으로 처리해야 한다.

암기 포인트

원형축 비틀림각은 PLR에 비례하고 d^4에 반비례하므로, 지름 변화가 가장 강하게 작용한다.

NoteBase

문 16. 양단을 베어링으로 단순 지지하고 있는 전동축의 중앙에 집중하중이 작용하고 있다. 축길이 1m에 대한 최대 축처짐이 $\frac{1}{30}$mm 이하가 되도록 제한할 때, 축의 최대 처짐각[rad]은? (단, 축의 자중은 무시하고, 단순 지지된 보의 굽힘해석을 적용한다)

① $\frac{1}{10,000}$
② $\frac{1}{5,000}$
③ $\frac{1}{3,000}$
④ $\frac{1}{1,000}$

정답 1번

출제 포인트

이 문제는 중앙에 집중하중을 받는 단순지지보의 최대 처짐 δ_{max}와 최대 처짐각 θ_{max}의 관계를 이용해 처짐각을 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값: 축길이 $L = 1m$, 허용 최대 축처짐 $\delta_{max} = \frac{1}{30}mm$
구해야 할 값: 축의 최대 처짐각 θ_{max}
주의할 조건: 축의 자중은 무시하고, 양단 단순지지 보의 중앙 집중하중 조건을 적용한다.

사용할 공식

중앙 집중하중을 받는 단순지지보에서
$\delta_{max} = \frac{PL^3}{48EI}$
$\theta_{max} = \frac{PL^2}{16EI}$
이므로 두 식의 비를 취하면
$\theta_{max} = \frac{3\delta_{max}}{L}$
이 공식을 쓰는 이유는 문제의 조건이 정확히 양단 단순지지, 중앙 집중하중 조건이기 때문이다.

계산 과정

1. 허용 처짐을 미터로 바꾸면 $\delta_{max} = \frac{1}{30}mm = \frac{1}{30,000}m$이다.
2. 관계식 $\theta_{max} = \frac{3\delta_{max}}{L}$에 $L = 1m$를 대입한다.
3. $\theta_{max} = \frac{3}{30,000} = \frac{1}{10,000}rad$이다.

NoteBase

선지별 해설

① O: 계산 결과가 $\frac{1}{10{,}000}rad$이므로 옳다.
② X: $\frac{1}{5{,}000}rad$는 계산값의 2배이므로 틀리다. 틀린 표현은 "최대 처짐각이 $\frac{1}{5{,}000}rad$이다"이고, 올바르게는 "최대 처짐각은 $\frac{1}{10{,}000}rad$이다"이다.
③ X: $\frac{1}{3{,}000}rad$는 관계식 $\theta_{max}=\frac{3\delta_{max}}{L}$를 적용한 값과 일치하지 않으므로 틀리다. 틀린 표현은 "최대 처짐각이 $\frac{1}{3{,}000}rad$이다"이고, 올바르게는 "최대 처짐각은 $\frac{1}{10{,}000}rad$이다"이다.
④ X: $\frac{1}{1{,}000}rad$는 $\frac{1}{30}mm$를 미터로 바꾸는 단위 변환을 잘못하면 나오기 쉬운 과대값이므로 틀리다. 틀린 표현은 "최대 처짐각이 $\frac{1}{1{,}000}rad$이다"이고, 올바르게는 "최대 처짐각은 $\frac{1}{10{,}000}rad$이다"이다.

오답 포인트

최대 처짐 δ_{max}와 최대 처짐각 θ_{max}를 서로 다른 공식으로 외워 두지 않으면 계수 3을 놓치기 쉽다. 또한 $\frac{1}{30}mm$를 m로 바꾸는 과정에서 $1mm=10^{-3}m$를 빠뜨리면 ④처럼 지나치게 큰 값이 나온다.

다시 나오면 이렇게 판단

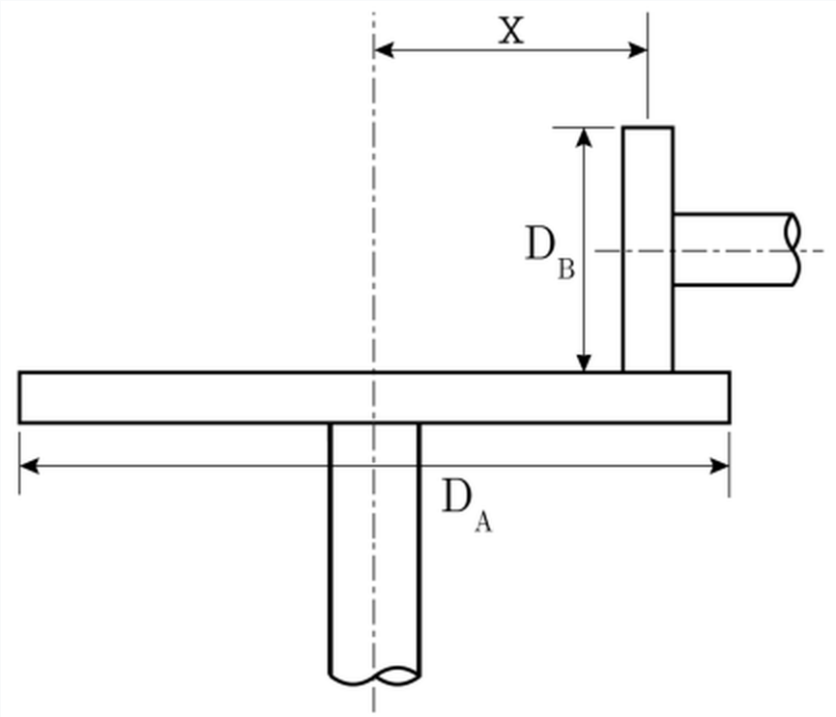
중앙 집중하중 단순지지보가 나오면 먼저 δ_{max}와 θ_{max}의 표준식을 떠올리고, 두 식의 비로 $\theta_{max}=\frac{3\delta_{max}}{L}$를 만든 뒤 마지막에 단위를 검산하면 된다.

암기 포인트

중앙 집중하중 단순지지보는 $\theta_{max}=\frac{3\delta_{max}}{L}$로 바로 연결된다.

NoteBase

문 17. 그림과 같은 원판 마찰차에서 구동 원판의 지름 $D_A = 100\text{mm}$, 종동 원판의 지름 $D_B = 40\text{mm}$이고 종동 원판의 두께 중심과 구동 원판의 중심축간의 거리 $x = 40\text{mm}$이다. 구동 원판이 500rpm으로 회전하고 있을 때 종동 원판의 회전속도[rpm]는? (단, 원판 마찰차에서 미끄러짐은 무시한다)



① 250

② 500

③ 1,000

④ 1,250

정답 3번

출제 포인트

원판 마찰차에서 미끄럼이 없을 때 접촉점의 원주속도를 같게 두고, 구동 원판의 접촉 반지름으로 x를 사용해 종동 원판의 회전속도를 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값은 구동 원판 지름 $D_A = 100mm$, 종동 원판 지름 $D_B = 40mm$, 접촉 위치까지의 거리 $x = 40mm$, 구동 원판 회전속도 $n_A = 500rpm$이다.
구해야 할 값은 종동 원판의 회전속도 n_B이다.
주의할 조건은 속도를 정할 때 구동 원판의 전체 지름 D_A가 아니라 접촉 반지름 x를 써야 한다는 점이다.

NoteBase

사용할 공식

미끄럼이 없으면 접촉점의 원주속도가 같으므로
$2\pi x n_A = \pi D_B n_B$
이다.
따라서
$n_B = \frac{2x}{D_B} n_A$
이다.
이 공식을 쓰는 이유는 종동 원판이 구동 원판의 중심이 아니라 반지름 x 위치에서 접촉하므로, 구동 원판 쪽 속도는 D_A가 아니라 x로 결정되기 때문이다.

계산 과정

1. 구동 원판 접촉점의 원주속도는 $v_A = 2\pi x n_A$이다.
2. 종동 원판 바깥둘레의 원주속도는 $v_B = \pi D_B n_B$이다.
3. 미끄럼이 없으므로 $v_A = v_B$이다.
4. 따라서 $2\pi x n_A = \pi D_B n_B$이고, $n_B = \frac{2x}{D_B} n_A$이다.
5. 수치를 대입하면 $n_B = \frac{2 \times 40}{40} \times 500 = 1{,}000rpm$이다.

선지별 해설

① X: 계산 결과는 $1{,}000rpm$이므로 250 rpm은 맞지 않는다. 이 값은 속도비를 거꾸로 두어 $n_B = \frac{D_B}{2x} n_A$처럼 계산할 때 나오는 오답이다. 틀린 표현은 비례관계를 반대로 본 부분이고, 올바르게는 $n_B = \frac{2x}{D_B} n_A$로 계산한다.
② X: 500 rpm은 두 원판의 회전속도가 같다고 본 값이다. 실제로 같아야 하는 것은 회전속도가 아니라 접촉점의 원주속도이다. 틀린 표현은 회전속도를 동일하게 본 부분이고, 올바르게는 원주속도를 같게 두어 $1{,}000rpm$을 구한다.
③ O: $n_B = \frac{2x}{D_B} n_A$에 $x = 40mm$, $D_B = 40mm$, $n_A = 500rpm$을 대입하면 $1{,}000rpm$이므로 옳다.
④ X: 1,250 rpm은 구동 원판의 전체 지름 $D_A = 100mm$를 직접 속도비에 넣어 $n_B = \frac{D_A}{D_B} n_A$로 계산할 때의 값이다. 이 문제에서는 전체 지름이 아니라 접촉 위치의 반지름 x가 속도를 정한다. 틀린 표현은 D_A를 접촉반경처럼 사용한 부분이고, 올바르게는 x를 사용해 $1{,}000rpm$을 구한다.

오답 포인트

구동 원판 지름 D_A가 제시되어 있어도 실제 접촉 속도는 중심에서 접촉점까지 거리 x로 결정된다는 점을 놓치기 쉽다. 또한 두 원판에서 같아지는 값이 회전속도 자체가 아니라 접촉점의 원주속도라는 점이 대표적인 함정이다.

다시 나오면 이렇게 판단

원판 마찰차 문제는 먼저 어느 지점이 실제 접촉 위치인지 확인하고, 그 지점의 원주속도를 양쪽에서 같게 둔다. 그다음 구동축의 반지름 정보와 종동 원판의 지름 정보를 구분해 식을 세우면 된다.

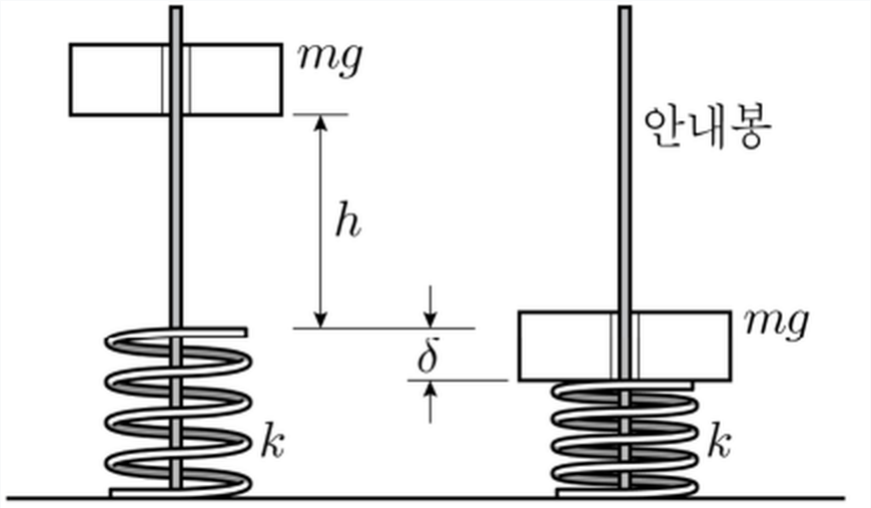
NoteBase

암기 포인트

원판 마찰차는 회전속도가 아니라 접촉점 원주속도가 같고, 평면 원판 쪽은 전체 지름보다 접촉 반지름 x가 핵심이다.

NoteBase

문 18. 그림과 같이 스프링상수 k인 스프링 위로 높이 h에서 질량 m인 물체를 낙하시켰을 때, 충격에 의한 스프링의 최대 처짐량 δ는? (단, g는 중력가속도이며, 물체와 안내봉 사이의 마찰과 스프링 자중은 무시한다)



① $\frac{mg}{k}\left(1+\sqrt{1+\frac{kh}{mg}}\right)$
② $\frac{mg}{k}\left(1+\sqrt{1+\frac{2kh}{mg}}\right)$
③ $\frac{2mg}{k}\left(1+\sqrt{1+\frac{kh}{mg}}\right)$
④ $\frac{2mg}{k}\left(1+\sqrt{1+\frac{2kh}{mg}}\right)$

정답 2번

출제 포인트

이 문제는 낙하한 물체의 중력 위치에너지와 스프링 탄성에너지의 관계를 이용해 최대 처짐량 δ를 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값: 스프링상수 k, 질량 m, 낙하 높이 h, 중력가속도 g이다.
구해야 할 값: 충격에 의한 스프링의 최대 처짐량 δ이다.
주의할 조건: 물체는 스프링에 닿은 뒤에도 δ만큼 더 내려가므로 중력에 의한 총 낙하거리는 $h+\delta$이다.

사용할 공식

최대 처짐 순간에는 속도가 0이므로 잃은 위치에너지와 저장된 스프링 에너지를 같게 둔다.
$mg(h+\delta)=\frac{1}{2}k\delta^2$
이 공식을 쓰는 이유: 마찰이 없고 최대 압축점에서 운동에너지가 0이므로 에너지 보존만으로 δ를 바로 구할 수 있기 때문이다.

NoteBase

계산 과정

1. 에너지식 $mg(h+\delta)=\frac{1}{2}k\delta^2$를 세운다.
2. 정리하면 $k\delta^2-2mg\delta-2mgh=0$이다.
3. 이차방정식의 양의 해를 취하면
$\delta=\frac{2mg+\sqrt{4m^2g^2+8kmgh}}{2k}=\frac{mg}{k}\left(1+\sqrt{1+\frac{2kh}{mg}}\right)$
따라서 최대 처짐량은 $\frac{mg}{k}\left(1+\sqrt{1+\frac{2kh}{mg}}\right)$이다.

선지별 해설

① X
루트 안이 $1+\frac{kh}{mg}$로 되어 있어 h에 대한 계수가 절반으로 줄어 있다. 최대 처짐에서는 중력 위치에너지 감소량을 $mg(h+\delta)$로 잡아야 하므로 올바르게는 $\frac{mg}{k}\left(1+\sqrt{1+\frac{2kh}{mg}}\right)$이다.

② O
에너지 보존식에서 나온 양의 해와 정확히 일치한다. 계산 결과 최대 처짐량은 $\frac{mg}{k}\left(1+\sqrt{1+\frac{2kh}{mg}}\right)$이므로 정답이다.

③ X
앞의 계수가 $\frac{2mg}{k}$로 두 배가 되어 있다. 이차방정식 해를 구한 뒤 분모 $2k$로 나누는 단계가 반영되지 않은 식이다. 올바르게는 앞의 계수가 $\frac{mg}{k}$이어야 한다.

④ X
루트 안의 $\frac{2kh}{mg}$는 맞지만, 전체 앞계수가 $\frac{2mg}{k}$로 잘못되어 있다. 올바른 식은 $\frac{2mg}{k}$가 아니라 $\frac{mg}{k}$를 곱한 형태이다.

오답 포인트

이 문항의 함정은 스프링에 닿은 뒤 추가로 내려가는 거리 δ를 빼먹거나, 이차방정식의 해를 정리하면서 분모 $2k$를 놓치는 데 있다. ①은 에너지식의 h 항 계수를 잘못 잡은 경우이고, ③과 ④는 해 공식 정리에서 앞계수를 두 배로 남겨 둔 경우이다.

다시 나오면 이렇게 판단

충격에 의한 스프링 처짐 문제는 먼저 총 낙하거리가 $h+\delta$인지 확인한 뒤, 최대 처짐점에서 속도가 0이라는 점을 이용해 위치에너지 감소량과 스프링 에너지를 같게 둔다. 마지막에는 이차방정식의 양의 해만 취하고 앞계수와 루트 안 계수를 함께 검산한다.

암기 포인트

낙하 후 스프링 최대 압축은 $mg(h+\delta)=\frac{1}{2}k\delta^2$에서 시작하며, 접촉 뒤 추가 이동거리 δ를 반드시 포함한다.

NoteBase

문 19. 기계 부품의 피로강도와 수명에 영향을 주는 인자에 대한 설명으로 옳지 않은 것은?

① 동일한 형상과 재질의 부품에서는 치수가 큰 부품의 피로강도가 더 높다.

② 표면 효과에 의해 부품 표면이 거칠수록 피로강도가 저하된다.

③ 부재에 키홈, 노치 등 기하학적 불연속이 있는 곳에서는 국부적인 응력 집중이 있다.

④ 열이나 변형 등 외력에 의해 인장 잔류응력이 있는 경우 피로강도가 감소한다.

정답 1번

출제 포인트

이 문제는 피로강도와 수명에 영향을 주는 대표 인자들의 작용 방향을 정확히 구별하는 문제이다.

핵심 개념

치수 효과는 같은 재질과 형상이라도 부품 치수가 커질수록 피로강도가 낮아지는 현상이다.
표면 효과는 표면이 거칠수록 미세 흠집과 요철이 균열 시발점이 되어 피로강도와 수명에 불리해지는 현상이다.
응력 집중은 키홈과 노치처럼 형상이 급변하는 곳에 국부 응력이 커지는 현상이다.
잔류응력은 인장 잔류응력은 피로에 불리하고 압축 잔류응력은 피로에 유리하다는 점이 핵심이다.

선지별 해설

① X: 틀린 부분은 "치수가 큰 부품의 피로강도가 더 높다"이다. 실제로는 동일한 형상과 재질이면 치수가 클수록 치수 효과로 인해 피로강도는 더 낮아진다. 올바르게는 "치수가 큰 부품의 피로강도는 더 낮아지는 경향이 있다"이다.
② O: 표면이 거칠면 표면의 미세 흠집과 요철이 균열 발생점으로 작용하므로 피로강도가 저하된다.
③ O: 키홈과 노치 같은 기하학적 불연속부에서는 국부적인 응력 집중이 생기므로 피로균열이 시작되기 쉽다.
④ O: 열이나 변형으로 인한 인장 잔류응력은 반복하중과 겹쳐 균열의 발생과 전파를 쉽게 하므로 피로강도를 감소시킨다.

오답 포인트

①은 "크면 더 강하다"라는 정적강도 감각을 피로강도에 잘못 적용하도록 만든 선지이다. 피로에서는 큰 치수가 오히려 결함 영향과 불리한 응력 분포를 키워 더 불리해진다.

다시 나오면 이렇게 판단

피로 인자 문제는 균열이 더 쉽게 시작되고 퍼지는 방향인지부터 판단하면 된다. 큰 치수, 거친 표면, 노치와 키홈, 인장 잔류응력은 모두 피로강도와 수명에 불리한 방향이다.

NoteBase

암기 포인트

피로에는 큰 것, 거친 것, 끊긴 형상, 인장 잔류응력이 불리하다.

NoteBase

문 20. 예하중(preload) 100 kN으로 두 부재를 체결한 볼트와 너트 클램프에 21 kN의 인장 하중이 추가되었다. 볼트의 강성계수가 3GN/m, 체결부 부재의 강성계수가 각각 2GN/m, 3GN/m일 때, 볼트에 작용하는 총 하중[kN]은?

① 107

② 115

③ 121

④ 130

정답 2번

출제 포인트

이 문제는 예하중이 걸린 볼트 체결에서 볼트 강성, 체결부 등가 강성을 이용해 외력의 분담분과 볼트 총하중을 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값은 예하중 $F_i = 100kN$, 추가 인장하중 $P = 21kN$, 볼트 강성계수 $k_b = 3GN/m$이다.
체결부 부재 두 개의 강성계수는 각각 $2GN/m$, $3GN/m$이므로 직렬 결합된 체결부의 등가 강성계수는 $k_m = \frac{2 \times 3}{2+3} = 1.2GN/m$이다.
구해야 할 값은 추가 하중이 작용한 뒤 볼트에 걸리는 총 인장하중이다.

사용할 공식

볼트가 추가로 받는 하중은 $\Delta F_b = \frac{k_b}{k_b + k_m} P$이다.
이 공식을 쓰는 이유는 외력이 볼트와 체결부의 상대 강성비에 따라 분담되기 때문이다.

계산 과정

1. 체결부 등가 강성계수를 구하면 $k_m = \frac{2 \times 3}{2+3} = 1.2GN/m$이다.
2. 볼트가 분담하는 외력 비율은 $\frac{k_b}{k_b + k_m} = \frac{3}{3 + 1.2} = \frac{3}{4.2} = \frac{5}{7}$이다.
3. 따라서 볼트의 추가 하중은 $\Delta F_b = \frac{5}{7} \times 21 = 15kN$이다.
4. 볼트 총하중은 $F_b = F_i + \Delta F_b = 100 + 15 = 115kN$이다.

NoteBase

선지 판단

1번 X: $107kN$은 외력 분담률을 반대로 적용해 $21 \times \frac{1.2}{4.2} = 6kN$만 볼트에 더한 값에 해당한다. 이 비율은 체결부 측 응답에 해당하므로 틀리며, 올바르게는 볼트 총하중이 $115kN$이다.
2번 O: 볼트 추가 하중이 $15kN$이므로 총하중은 $100 + 15 = 115kN$이다.
3번 X: $121kN$은 추가 인장하중 $21kN$ 전체가 그대로 볼트에 걸린다고 본 값이다. 실제로는 강성비에 따라 일부만 볼트가 분담하므로, 올바르게는 $115kN$이다.
4번 X: $130kN$은 볼트 추가 하중을 $30kN$으로 본 셈인데, 추가 외력 자체가 $21kN$이므로 이런 결과는 나올 수 없다. 올바르게는 볼트 총하중이 $115kN$이다.

오답 포인트

체결부 부재 두 개의 강성을 그냥 더하지 않고 직렬 등가강성으로 바꿔야 한다는 점이 핵심 함정이다. 또 외력 분담률 $\frac{k_b}{k_b + k_m}$와 $\frac{k_m}{k_b + k_m}$를 뒤집으면 1번 같은 오답이 나온다.

다시 나오면 이렇게 판단

예하중 볼트 문제는 체결부를 먼저 등가강성으로 바꾼 뒤, 외력 분담률 $\frac{k_b}{k_b + k_m}$로 볼트 추가 하중을 구하고 마지막에 예하중을 더하는 순서로 판단한다.

암기 포인트

볼트 총하중은 예하중에 외력 전부를 더하는 값이 아니라, 강성비로 나눈 볼트 분담분만 더한 값이다.

NoteBase